

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

PAT-NO: JP402154844A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02154844 A

TITLE: GEAR SHIFT DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

PUBN-DATE: June 14, 1990

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ASADA, TOSHIYUKI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

TOYOTA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP63308416

APPL-DATE: December 6, 1988

INT-CL (IPC): F16H003/66

US-CL-CURRENT: 475/276

ABSTRACT:

PURPOSE: To cope with various specification changes by providing single pinion type first and third planetary gears and the double pinion type second planetary gear in series and connecting specific elements directly or via coupling means respectively.

CONSTITUTION: Single pinion type first and third planetary gears 1 and 3 and the double pinion type second planetary gear 2 are arranged coaxially with an input shaft 4 and an output shaft 5; the first and second ring gears 1R and 2R, the first carrier 1C and the second carrier 2C and the third ring gear 3R, the second sun gear 2S and the third carrier 3C are connected invariably or selectively via coupling means. When the first and second carriers 1C and 2C

and the third ring gear 3R are connected via a clutch K3 and clutches K1-K3 and brakes B1-B3 are selectively coupled, for example, five forward speeds and one reverse speed are obtained. When clutch positions are changed or added, five forward speeds and two reverse speeds, six forward speeds and one reverse speed or the like are obtained. Various specification changes can be coped with.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A) 平2-154844

⑮ Int. Cl.³

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成2年(1990)6月14日

F 16 H 3/66

B

7331-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全14頁)

⑭ 発明の名称 自動変速機用歯車変速装置

⑯ 特 願 昭63-308416

⑰ 出 願 昭63(1988)12月6日

⑱ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑳ 代 理 人 弁理士 渡辺 丈夫

明 細 書

1. 発明の名称

自動変速機用歯車変速装置

2. 特許請求の範囲

第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有する第1遊星歯車と、

第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤに噛合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第2リングギヤとに噛合する他のピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有する第2遊星歯車と、

第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤおよび第3リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有する第3遊星歯車とを備え、

第1リングギヤと第2リングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるとともに、第1キャリアと第2キャリアと第3

リングギヤとの三者が常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2サンギヤと第3キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

この発明は車両用の自動変速機において使用される歯車変速装置に関し、特に三組の遊星歯車を組合せて構成した歯車変速装置に関するものである。

従来の技術

周知のように遊星歯車はサンギヤとリングギヤとこれらに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとの三要素を有し、そのいずれかの要素を入力要素とするとともに、他のいずれかを出力要素とし、さらに残る他の要素を固定することにより、入力された回転を増速し、もしくは正転減速し、あるいは反転減速して出力することができ、したがって従来一般には、複数の遊星歯車を組合せて

自動変速機用の歯車変速装置を構成している。その場合、遊星歯車の組合せ方や、遊星歯車のギヤ比（サンギヤとリングギヤとの歯数の比）の値、さらにはシングルピニオン型遊星歯車を用いるかダブルピニオン型遊星歯車を用いるかなどによって、得られる変速比が多様に変わるが、その全ての組合せが実用し得るものではなく、車両への搭載性、製造の可能性、変速特性、要求される動力性能などの諸条件から実用の可能性のある歯車列は限定される。換言すれば、遊星歯車列は、遊星歯車の組合せやギヤ比の設定の仕方によって膨大な数の構成が可能であるために、車両用の自動変速機として要求される諸条件を満たすものを創作することには多大の困難を伴う。

従来、このような背景の下に案出された多数の歯車変速装置が提案されており、そのうち三組の遊星歯車を使用した装置が、例えば特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報、同51-127968号公報に記載

合わせた歯車変速装置では、各要素の連結の仕方やクラッチやブレーキの配置によって設定可能な変速比が大きく変わるのであり、したがって各遊星歯車の要素同士の連結のし方を、常時連結かクラッチを介した連結かを問わずに一定にし、そのような構成の歯車列において入力のためのクラッチや要素を固定するためのブレーキなどの数や配置によって、設定可能な変速段の数やその変速比を適宜に決めることも技術的には可能であり、そのようにすれば、仕様の異なる歯車変速装置であっても基本となる歯車列が共通化されることにより、上記のごとき問題はある程度解消し得るものと考えられる。その場合、基本となる歯車列の構成は、全体として小型軽量であること、製造が容易なこと、設定可能な変速比が等比級数に近い関係にあること、変速ショックの低減に有利なこと、必要に応じ“1”以下の変速比を設定可能なこと、最大変速比と最低変速比との幅が広いことなどの要請を満たすことが好ましい。

このような所謂転用可能性の広い歯車列を得る

されている。

発明が解決しようとする課題

しかるに複数組の遊星歯車を組合せた歯車変速装置では、それぞれの遊星歯車の連結の仕方やいずれの要素を入力軸に連結するか、あるいはいずれの要素を固定するかによって設定し得る変速段の数や各変速段での変速比が多様に変化する。したがって実用にあたっては、エンジン出力との関係や搭載する車両の用途もしくは要求される特性などに基づいて歯車変速装置を選択している。その場合、クラッチやブレーキの配置のみならず、歯車列の構成までも、既存の歯車変速装置とは異なるものを使用するとすれば、用意すべき歯車変速装置の種類が車両の種類と同程度の多くなるのみならず、設計・製造を含めた歯車変速装置の生産性が悪化することになり、特に仕様の異なる歯車変速装置ごとに基本設計からやり直すことになるとともに、生産工程の共通化が図れないから、生産性が悪くなる。

一方、前述したように、複数組の遊星歯車を組

との観点から前掲の従来の歯車変速装置を検討すると、前述した従来のいずれの歯車変速装置も変速比が“1”以下の所謂オーバードライブ段を設定し得るものとはされていず、また設定可能な変速段を変えるためにクラッチやブレーキの配列をどのように変えるべきかの記述がなく、さらに変速比が必ずしも等比級数に近い関係にはならず、変速ショックの低減に特別の配慮が必要となり、あるいは運転し難いものとなるなどの不都合があると考えられる。

この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、多様な仕様に容易に変更することができ、しかも複合した諸条件を共に満たすことのできる基本的な構成を含む自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

課題を解決するための手段

この発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有する第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リング

ギヤと、第2サンギヤに啮合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第2リングギヤとに啮合する他のピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有する第2遊星歯車と、第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤおよび第3リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有する第3遊星歯車とを備え、第1リングギヤと第2リングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるとともに、第1キャリアと第2キャリアと第3リングギヤとの三者が常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2サンギヤと第3キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とするものである。

作 用

この発明の装置では、互いに連結された第1リングギヤと第2リングギヤとが一体となってもしくは個別に、また互いに連結された第1キャリアおよび第2キャリアならびに第3リングギヤが一

の遊星歯車1および第3の遊星歯車3をシングルピニオン型遊星歯車によってそれぞれ構成するとともに、第2の遊星歯車2をダブルピニオン型遊星歯車によって構成し、これらの各遊星歯車1、2、3における各要素を次のように連結して構成されている。すなわち第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sと、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rに啮合するピニオンギヤを保持するキャリア1Cとを主たる要素として構成されている。これに対して第2遊星歯車2は、サンギヤ2Sと、リングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rの間に配置されて互いに啮合する少なくとも1対のピニオンギヤを保持するキャリア2Cとを主たる要素として構成されている。また第3遊星歯車3は、第1遊星歯車1と同様に、サンギヤ3Sと、そのサンギヤ3Sに対して同心状に配置したリングギヤ3Rと、これらのギヤ3S、3Rに啮合するピニオンギヤを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されている。そして第1遊星歯車1のリングギ

ヤとなってもしくは個別に、さらに互いに連結された第2サンギヤと第3キャリアとが一体となってもしくは個別に、それぞれ入力要素もしくは出力要素あるいは固定要素とされ、そしてまた第1サンギヤや第3サンギヤなどの独立した要素が入力要素もしくは出力要素あるいは固定要素とされる。その結果、各遊星歯車が一体となってもしくはそれぞれ単独で増減速作用を行なって、入力軸の回転を変速し、もしくはそのまま、あるいは反転して出力軸に伝達する。そしてその場合の変速段が例えば前進5段もしくは6段でかつ後進1段もしくは2段に設定され、あるいはそれ以下の変速段に設定され、さらに最も大きい変速比と最も小さい変速比との幅が広く、しかも各変速比の値が等比級数に近い関係となる。

実施例

つぎにこの発明の実施例を図面を参照して説明する。

第1図はこの発明の一実施例を原理的に示す模式図であって、ここに示す歯車変速装置は、第1

ヤ1Rと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとが一体となって回転するよう連結されるとともに、第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のキャリア2Cとが一体となって回転するよう連結されており、その第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとの間に両者を選択的に連結する第3クラッチ手段K3が設けられている。また第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のキャリア3Cとが一体となって回転するよう連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段(図示せず)を介してエンジン(図示せず)に連結されており、この入力軸4と第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとの間には両者を選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられている。また入力軸4と、互いに連結された第

2遊星歯車2のサンギヤ2Sおよび第3遊星歯車3のキャリヤ3Cとの間にはこれらを選択的に連結する第2クラッチ手段K2が設けられている。

上記の各クラッチ手段K1, K2, K3は、要は上述した各部材を選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される湿式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの湿式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1, K2, K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また互いに連結された第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、これらのリングギヤ1R, 2Rとトランスミ

ッションケース(以下、単にケースと記す)6との間に設けられている。また互いに連結された第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のキャリヤ3Cの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、これらのサンギヤ2Sもしくはキャリヤ3Cとケース6との間に設けられている。さらに第3遊星歯車3のサンギヤ3Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、そのサンギヤ3Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1, B2, B3は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される湿式多板ブレーキやバンドブレーキ、あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとしてすることができ、また実用にあたっては、これらのブレーキ手段B1, B2, B3によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ(それ

ぞれ図示せず)に回転を伝達する出力軸5が、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに連結されている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進5段・後進1段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1, K2, K3およびブレーキ手段B1, B2, B3を第1表に示すように係合させることにより達成される。なお、第1表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示してあり、その具体値は、各遊星歯車1, 2, 3のギヤ比 ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 を、 $\rho_1 = 0.395$, $\rho_2 = 0.443$, $\rho_3 = 0.385$ とした場合の値である。また第1表中○印は係合状態であることを、また空欄は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

(この頁、以下余白)

表 1

	クラッチ手段	ブレーキ手段			ギヤ比	比
		B1	B2	B3		
1st	K1	○			$(\rho_1 = 0.395, \rho_2 = 0.443, \rho_3 = 0.385)$	3.532
2nd	K2		○		$(1 + \rho_1) / \rho_1$	2.122
3rd	K3			○	$(\rho_1 + \rho_2) / \rho_1$	1.312
4th					$\frac{\rho_1 (1 + \rho_2) + \rho_2 \rho_3}{\rho_1 (1 + \rho_3)}$	1.000
5th		○			1	0.722
Rev		○		○	$1 / (1 + \rho_3)$	- 2.028

(○) : いずれか一つを係合させてもよい。

《前進第1速》

第1クラッチ手段K1 および第3クラッチ手段K3 ならびに第1ブレーキ手段B1 を係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1S を入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1および第2遊星歯車2の各リングギヤ1R、2R を固定する。したがって第1遊星歯車1では、リングギヤ1R を固定した状態でサンギヤ1S が入力軸4と共に回転するから、キャリア1C が入力軸4に対して減速されて正回転（入力軸4と同方向の回転。以下同じ）し、このキャリア1C の回転が第2遊星歯車2のキャリア2C、第3クラッチ手段K3、第3遊星歯車3のリングギヤ3R を介して出力軸5に伝達される。なお、第2遊星歯車2はサンギヤ2S が入力軸4およびケース6に対して非連結状態となっており、また第3遊星歯車3はキャリア3C が入力軸4およびケース6に対して非連結状態でかつサンギヤ3S がケース6に対して非連結状態となっているために、これら第2遊星歯車2および第3遊星歯車3は特に増減速作用を行な

1および第2遊星歯車2のキャリア1C、2C およびこれに第3クラッチ手段K3 を介して連結された出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転する。なおこの場合、第3遊星歯車3はサンギヤ3S がケース6に対して非連結状態となっているから、特に増減速作用を行なわない。そしてこの場合の変速比は、第1表に示す通り、

$$(p_1 + p_2) / p_1$$

で表わされ、その具体値は、2.122となる。

《前進第3速》

第1クラッチ手段K1 および第3クラッチ手段K3 と第3ブレーキ手段B3 とを係合させる。すなわち第2速の状態第2ブレーキ手段B2 に替えて第3ブレーキ手段B3 を係合させる。この場合も第1遊星歯車1ではサンギヤ1S が入力軸4と共に回転するためにキャリア1C およびリングギヤ1R が正回転し、かつリングギヤ1R がキャリア1C より速く回転する。また第2遊星歯車2では、リングギヤ2R が第1遊星歯車1のリングギヤ1R と一体となっており、かつキャリア2C

わない。したがって入力軸4の回転は実質的に第1遊星歯車1のみによって減速されて出力軸5に伝達され、前進段で最も変速比の大きい第1速となり、その変速比は第1表に示す通り、

$$(1 + p_1) / p_1$$

で表わされ、その具体値は、3.532となる。

《前進第2速》

第1および第3のクラッチ手段K1、K3 と第2ブレーキ手段B2 とを係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1 に替えて第2ブレーキ手段B2 を係合させる。この場合、第1遊星歯車1では、サンギヤ1S が入力軸4と共に回転することによりキャリア1C およびリングギヤ1R が正回転し、かつリングギヤ1R がキャリア1C より速く回転する。このリングギヤ1R の回転が第2遊星歯車2のリングギヤ2R に伝達されるために、第2遊星歯車2では、サンギヤ2S を固定した状態でリングギヤ2R が正回転するためにキャリア2C がそのリングギヤ2R より速く正回転する。したがって第1遊星歯車

が第1遊星歯車1のキャリア1C と一体となっているから、リングギヤ2R およびキャリア2C が正回転し、かつリングギヤ2R がキャリア2C より速く回転し、それに伴いサンギヤ2S がキャリア2C より低速で正回転する。このサンギヤ2S の回転が第3遊星歯車3のキャリア3C に伝達されるから、第3遊星歯車3ではサンギヤ3S を固定した状態でキャリア3C が低速で正回転することになり、その結果、リングギヤ3R がキャリア3C に対して増速され、入力軸4より若干遅い速度で正回転する。すなわち第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のキャリア1C、2C と第3遊星歯車3のリングギヤ3R とに対して連結された状態にある出力軸5は入力軸4より若干遅い速度で正回転し、前進第3速となり、その変速比は、第1表に示すように、

$$\frac{p_1 (1 + p_3) + p_2 p_3}{p_1 (1 + p_3)}$$

で表わされ、その具体値は、1.312となる。

《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1, K2, K3を係合させ、かつ全てのブレーキ手段B1, B2, B3を解放する。すなわち第3速の状態で第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。したがって第1遊星歯車1のサンギヤ1Sおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sならびに第3遊星歯車3のキャリア3Cの三者が入力軸4に連結されることになる。その結果、第1遊星歯車1と第2遊星歯車2とは、キャリア1C, 2C同士およびリングギヤ1R, 2R同士が連結されているから、それぞれのサンギヤ1S, 2Sが入力軸4と共に回転することにより、全体が一体となって回転する。したがって第2遊星歯車2のキャリア2Cに第3クラッチ手段K3を介して連結されている出力軸5は入力軸4と等速度が正回転する。なお、第3遊星歯車3では、キャリア3Cが入力軸4に連結されているうえに、リングギヤ3Rが第2遊星歯車2のキャリア2Cに連結されていて入力軸4と等速度で回転するから、その全体が一体となって回転する。すなわち歯車

列の全体が一体回転するので、増減速作用は生じず、変速比は“1”となる。

〈前進第5速〉

第1および第3のクラッチ手段K1, K3のいずれか一方と第2クラッチ手段K2および第3ブレーキ手段B3を係合させる。すなわち例えば、上述した第4速の状態で第3クラッチ手段K3に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。この場合、第1遊星歯車1と第2遊星歯車2とは、上述した第4速の場合と同様にその全体が一体となって入力軸4と共に回転するが、第3遊星歯車クラッチ手段K3が解放されているために、入力軸4と出力軸5との間での増減速作用を特に行なわない。これに対して第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態でキャリア3Cが入力軸4と共に回転するために、リングギヤ3Rおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して増速されて正回転する。すなわちこの場合は、実質的に第3遊星歯車3のみが増速作用を行なってオーバードライブ段である第5速となる。そして

その変速比は、第1表に示すように、

$$1 / (1 + \rho_3)$$

で表わされ、その具体値は、0.722となる。

〈後進〉

第1クラッチ手段K1と第1および第3のブレーキ手段B1, B3とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のリングギヤ1R, 2Rと第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとを固定する。したがって第1遊星歯車1では、リングギヤ1Rを固定した状態でサンギヤ1Sが入力軸4と共に回転するから、キャリア1Cが入力軸4に対して減速されて正回転し、これが第2遊星歯車2のキャリア2Cに伝達される。また第2遊星歯車2では、リングギヤ2Rを固定した状態でキャリア2Cが入力軸4より低速で正回転するから、サンギヤ2Sが逆回転（入力軸4とは反方向の回転。以下同じ）し、これが第3遊星歯車3のキャリア3Cに伝達される。さらに第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定し

た状態でキャリア3Cが逆回転するために、リングギヤ3Rおよびこれに連結してある出力軸5がキャリア3Cより速く逆回転する。すなわち入力軸4の回転は、各遊星歯車1, 2, 3によって減速かつ反転されて出力軸5に伝達され、後進段となる。そしてその変速比は、第1表に示す通り、

$$\frac{-\rho_2 (1 + \rho_1)}{\rho_1 (1 - \rho_2) (1 + \rho_3)}$$

で表わされ、その具体値は、-2.028となる。

以上、各変速段について述べたことから明らかに、第1図に示す歯車変速装置では、第1速から第4速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができる。さらにオーバードライブ段の変速比が約0.722であって、実用可能な範囲の適当な値となるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとすることができる。そして各変速段の説明で述べた通り、隣接する他の変

遊段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段を係合させればよい。すなわち二個の係合手段を切換えて変速を行なうことができるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三組でいうえに、各遊星歯車1、2、3におけるギヤ比が0.39～0.44程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大径化することがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。そしてまた各遊星歯車1、2、3におけるキャリア1C、2C、3Cに対するピニオンギヤの相対回転数を低く抑えることができる。

ところで第1表から知られるように、上述した構成の歯車変速装置では、全ての遊段で第1クラッチ手段K1を係合させることになるので、これを廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に常時連結する構成とすることが可能であ

らビニョオ型遊星歯車に置き換えることができ、その例を図示すれば、第3図の通りである。すなわち第3図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第1図に示す構成のうち第1遊星歯車1と第2遊星歯車2とをラビニョオ型遊星歯車に置き換えかつ入力軸4が歯車列に対して出力軸5側に位置するよう配置を換えたものである。この第3図に示す構成の歯車変速装置であっても前進5段・後進1段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第3表に示す。

(この頁、以下空白)

る。その例を図示すれば第2図の通りであり、またその作動表は第2表の通りである。

第 2 表

	クラッチ手段		ブレーキ手段		
	K2	K3	B1	B2	B3
1st		○	○		
2nd		○		○	
3rd		○			○
4th	○	○			
5th	○				○
Rev			○		○

また第1図および第2図に示す構成では、第1遊星歯車1がシングルピニオン型遊星歯車で第2遊星歯車2がダブルピニオン型遊星歯車であって、それぞれのリングギヤ1R、2R同士およびキャリア1C、2C同士が互いに連結されているから、これらの第1遊星歯車1および第2遊星歯車2を

第 3 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1st	○		○	○		
2nd	○		○		○	
3rd	○		○			○
4th	○	○	○			
5th	○*	○	○*			○
Rev	○			○		

(*) : いずれか一方を係合させてもよい。

ところで前述した動作説明から明らかなように、各遊星歯車1、2、3は全ての遊段で常時増減速作用を行なっている訳ではなく、クラッチ手段K1、K2、K3およびブレーキ手段B1、B2、B3の係合・解放の仕方によって所定の遊星歯車が選択されて増減速作用を行なうのであり、したがって各遊星歯車1、2、3における各要素の基本的な連結関係(課題を解決するための手段の項

第 4 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1st		○		○		
2nd		○			○	
3rd		○				○
4th	○*	○*	○*			
5th	○					○
Rev			○	○		

(*) : いずれか2つ以上を係合させればよい。

で述べた連結関係)を例えばコネクティングドラムによる常時連結によって達成せずに、前記の第3クラッチ手段K3のようなクラッチ手段によって必要に応じて達成する構成であっても必要とする変速段を得ることができる。

第4図はその一例を示すものであり、ここに示す構成の歯車変速装置は、前述した第2図に示す構成のうち第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとリングギヤ3Rとの間に両者を選択的に連結する第4クラッチ手段K4を介装して構成したものである。この第4図に示す歯車変速装置の作動表は第4表の通りであって、前進5段・後進1段の変速段の設定が可能である。

(この頁、以下余白)

また第5図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第3図に示す構成のうち第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとキャリア3Cとの間に両者を選択的に連結する第5クラッチ手段K5を設けたものである。この第5図に示す歯車変速装置の作動表は第5表の通りであって、前進5段・後進1段の変速段の設定が可能である。

第 5 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K5	B1	B2	B3
1st	○		○		○		
2nd	○		○			○	
3rd	○		○				○
4th	○*1	○*1	○*1	○*1			
5th	○*2	○	○*2				○
Rev	○			○	○		

(*1) : いずれか3つ以上を係合させればよい。

(*2) : いずれか一方を係合させてもよい。

一方、この発明では、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rを入力軸4に対して選択的に連結する構成も可能であり、次にその例を示す。

第6図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第1図に示す構成のうち第1遊星歯車1のリングギヤ1Rとサンギヤ1Sとの間に第6クラッチ手段K6を設けて、この第6クラッチ手段K6およ

び第1クラッチ手段K1を介してリングギヤ1Rを入力軸4に連結するよう構成し、かつ第2クラッチ手段K2を廃止して第2遊星歯車2のサンギヤ2Sおよび第3遊星歯車3のキャリア3Cを入力軸4に連結しないようにし、さらに出力軸5が入力軸4と同軸上に位置するよう配列を変えて構成したものである。この第6図に示す構成の歯車変速装置の作動表を第6表に示す。

第 6 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K3	K6	B1	B2	B3
1st	○	○		○		
2nd	○	○			○	
3rd	○	○				○
4th	○	○	○			
5th	○		○			○
Rev	○			○		○

なお、この第6図に示す構成の歯車変速装置においても、第1クラッチ手段K1は全ての変速段で係合させることになるから、これを廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に常時連結した構成に変更することもできる。その例を第7図に示す。またその作動表は第7表の通りである。

第 7 表

	クラッチ手段		ブレーキ手段		
	K3	K6	B1	B2	B3
1st	○		○		
2nd	○			○	
3rd	○				○
4th	○	○			
5th		○			○
Rev			○		○

また上記の第6クラッチ手段K6はその配置を

またさらにこの発明では、前記の第6クラッチ手段K6と第4クラッチ手段K4とを併用することも可能であり、その例を示せば第10図の通りである。すなわちこの第10図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第6図に示す構成のうち第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとリングギヤ3Rとの間に両者を選択的に連結する第4クラッチ手段K4を介装して構成したものである。この第10図に示す構成の歯車変速装置では前進5段・後進2段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第9表に示す。

(この頁、以下余白)

変えて第1遊星歯車1のリングギヤ1Rを直接入力軸4に連結するよう構成することもでき、その例を第8図に示す。またその作動表は第8表の通りである。

第 8 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K3	K6	B1	B2	B3
1st	○	○		○		
2nd	○	○			○	
3rd	○	○				○
4th	○	○	○			
5th	○*	○*	○			○
Rev	○			○		○

(*) : いずれか一方を係合させる。

なお、上記の第8図に示す構成の歯車変速装置は、例えばFF車(前置きエンジン前輪駆動車)に適するよう配列をとすることも可能であり、その例を第9図に示す。

第 9 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1st	○	○			○		
2nd	○	○				○	
3rd	○	○					○
4th	○	○*	○*	○*			
5th	○			○			○
Rev	○				○		○
Rev2	○		○		○		

(*) : いずれか2つ以上を係合させればよい。

なお、この第10図に示す構成の歯車変速装置においても第1クラッチ手段K1は全ての変速段で係合させることになるから、これを廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に常時連結する構成とすることも可能であり、その例を第11図に示す。その作動表は第10表の通りである。

第 10 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1st	○			○		
2nd	○				○	
3rd	○					○
4th	○*	○*	○*			
5th			○			○
Rev				○		○
Rev2		○		○		

(○) : いずれか2つ以上を係合させればよい。

また上記の第10図に示す構成において、第6クラッチ手段K6の配置を変えて、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rを第1クラッチ手段K1を介さずに直接入力軸4に連結するよう構成することもでき、その例を第12図に示す。なお、この第12図に示す構成は、前述した第8図に示す構成に第4クラッチ手段K4を付加した構成に相当す

1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のキャリア2Cとを常時連結した構成としたが、この発明では、これらのキャリア1C、2Cを選択的に連結する構成とすることもでき、その例を以下に示す。

すなわち第14図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第10図に示す構成のうち第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のキャリア2Cとの間に両者を選択的に連結する第7クラッチ手段K7を配置して構成したものである。この構成であれば、前進6段・後進2段の変速段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第12表に示す。

(この頁、以下余白)

る。この第12図に示す構成の歯車変速装置の作動表を第11表に示す。

第 11 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1st	○	○			○		
2nd	○	○				○	
3rd	○	○					○
4th	○*	○*	○*	○*			
5th		○		○			○
Rev	○				○		○
Rev2	○		○		○		

(○) : いずれか3つ以上を係合させればよい。

さらに第12図に示す構成はFF車に適するよう配列することも可能であり、その例を第13図に示す。

ところで上述した各実施例では、第1遊星歯車

第 12 表

	クラッチ手段					ブレーキ手段		
	K1	K3	K4	K6	K7	B1	B2	B3
1st	○	○			○	○		
2nd	○	○			○		○	
3rd	○	○			○			○
4th	○*	○*	○*	○*	○*			
5th	○			○	○			○
6th	○	○		○				○
Rev	○				○	○		○
Rev2	○		○		○	○		

(○) : いずれか3つ以上を係合させればよい。

なお、上記の第14図に示す構成の歯車変速装置においても第1クラッチ手段K1を全ての変速段で係合させることになるので、これを廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に常時連結した構成とすることもでき、その例を図示すれば、第15図の通りである。またその作動表は

第12表のうちK1の欄を削除したものとなり、参考までにその作動表を示せば第13表の通りである。

第 13 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K3	K4	K6	K7	B1	B2	B3
1st	○			○	○		
2nd	○			○		○	
3rd	○			○			○
4th	○*	○*	○*	○*			
5th			○	○			○
6th	○		○				○
Rev				○	○		○
Rev2		○		○	○		

(*) : いずれか3つ以上を係合させればよい。

また第16図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第6図に示す構成に第7クラッチ手段K7を付加して第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2

させることになるから、これを廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に常時連結した構成とすることもでき、その例は第17図に示す通りであり、またその作動表は第15表に示す通りである。

第 15 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K3	K6	K7	B1	B2	B3
1st	○		○	○		
2nd	○		○		○	
3rd	○		○			○
4th	○	○	○			
5th		○	○			○
6th	○	○				○
Rev			○	○		○

第7クラッチ手段K7を用いた更に他の例は第18図および第19図の通りであり、これらのう

遊星歯車2のキャリア2Cとを選択的に連結するよう構成したものである。この第16図に示す構成の歯車変速装置によれば、前進6段・後進1段の変速段の設定が可能であり、その作動表は第14表の通りである。

第 14 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K3	K6	K7	B1	B2	B3
1st	○	○		○	○		
2nd	○	○		○		○	
3rd	○	○		○			○
4th	○	○	○	○			
5th	○		○	○			○
6th	○	○	○				○
Rev	○			○	○		○

この第16図に示す構成の歯車変速装置においても全ての変速段で第1クラッチ手段K1を係合

ち第18図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第8図に示す構成のうち第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のキャリア2Cとの間に両者を選択的に連結第7クラッチ手段K7を介装して構成したものであり、その作動表は第16表に示す通りである。

第 16 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K3	K6	K7	B1	B2	B3
1st	○	○		○	○		
2nd	○	○		○		○	
3rd	○	○		○			○
4th	○	○	○	○			
5th	○*	○	○	○*			○
6th	○		○	○			○
Rev	○			○	○		○

(*) : いずれか一方を係合させてよい。

また第19図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第12図に示す構成のうち第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2のキャリア2Cとの間に第7クラッチ手段K7を介装して構成したものである。そしてその作動表は第17表に示す通りである。

第 17 表

	ク ラ ッ チ 手 段					ブ レ ー キ 手 段		
	K1	K3	K4	K6	K7	B1	B2	B3
1st	○	○				○		
2nd	○	○					○	
3rd	○	○						○
4th	○ ^{・1}	○ ^{・1}	○ ^{・1}	○ ^{・1}	○ ^{・1}			
5th	○ [・]	○		○	○ [・]			○
6th	○			○	○			○
Rev	○				○	○		○
Rev2	○		○		○	○		

(・) : いずれか一方を係合させてもよい。

(・1) : いずれか4つ以上を係合させればよい。

段の変形例としては、本出願人が既に出願した特願昭63-1767270号や特願昭63-221670号の願書に添付した明細書および図面に記載したものを採用することができる。

その例を示すと、第20図に示す例は、前述した第2図に示す構成における第3クラッチ手段K3、および各ブレーキ手段B1、B2、B3をより具体化したものである。すなわち第3クラッチ手段K3は、第2遊星歯車2のキャリア2Cが第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに対して正回転する際に係合する一方向クラッチ70と、これら直列に配置した多板クラッチ71と、これらの一方向クラッチ70と多板クラッチ71とに対して並列に配置した他の多板クラッチ72とによって構成されている。また第1ブレーキ手段B1は、第1遊星歯車1および第2遊星歯車2のリングギヤ1R、2Rが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ40によって構成されている。さらに第2ブレーキ手段B2は、第2遊星歯車2のサンギヤ2Sおよび第3遊星歯車3のキャリア3Cが逆回

なお、上記の第6図ないし第19図の実施例のうち、第1遊星歯車1と第2遊星歯車2とにおけるリングギヤ1R、2R同士およびキャリア1C、2C同士を直接連結した実施例(第6図、第7図、第8図、第9図、第10図、第11図、第12図、第13図の実施例)のものは、第1遊星歯車1と第2遊星歯車2とを一体にしてラビニョオ型遊星歯車に置き換えることができる。

ところで上述した各実施例では、各クラッチ手段K1、～K7を多板クラッチのシンボルで示したが、この発明では静粛性や燃費の向上あるいは変速ショックの緩和などのために、クラッチ手段として、多板クラッチ以外に一方向クラッチを使用し、あるいは多板クラッチと一方向クラッチとを組み合わせた構成などを使用することができるのであり、またブレーキ手段B1、B2、B3についても上記の各実施例で示した多板ブレーキ以外に、一方向クラッチやバンドブレーキもしくはこれらを組合わせた構成などを使用することができる。このようなクラッチ手段およびブレーキ手

転しようとする際に係合する一方向クラッチ50と、これに直列に配置した多板クラッチ51と、これらの組合わせに対して並列に配置した他の多板クラッチ55とによって構成されている。かつまた第3ブレーキ手段B3は、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ60とこれに並列に配置した多板クラッチ65とによって構成されている。

また第21図に示す例は、前述した第4図に示す構成における第3クラッチ手段K3および各ブレーキ手段B1、B2、B3について上記の第20図に示すと同様の改良を施したものである。

以上、この発明を第1実施例ないし第21実施例を示して説明したが、この発明は上記の各実施例に限定されないことは勿論であり、この発明は、要は、前記の「課題を解決するための手段」の項に記載した構成を有していればよいのであって、各遊星歯車における要素同士の連結形態は、常時連結であってもクラッチ等の係合手段を介した選択的な連結であってもよく、さらに入力軸および

出力軸を連結する要素、および固定すべき要素は必要に応じて適宜決めればよい。

発明の効果

以上説明したようにこの発明によれば、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車を使用した歯車変速装置であって、小型軽量化や変速ショックの低減さらには車両としての動力性能の向上などの実用上の要請を満たすことができ、そして仕様の変更が容易な自動変速機用歯車変速装置を得ることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図ないし第11図はこの発明の実施例をそれぞれ示すスケルトン図である。

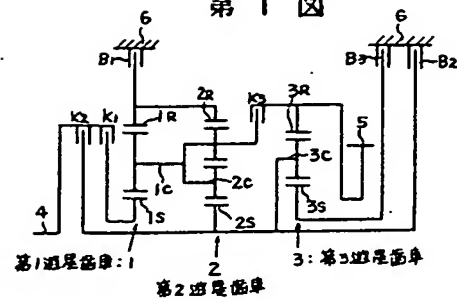
1, 2, 3…遊星歯車、 1S, 2S, 3S, …サンギヤ、 1C, 2C, 3C…キャリア、 1R, 2R, 3R…リングギヤ。

出願人 トヨタ自動車株式会社

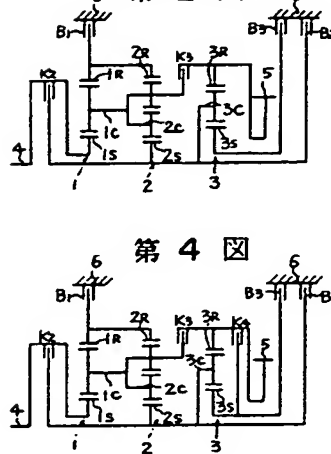
代理人 弁理士 豊田 武久

(ほか1名)

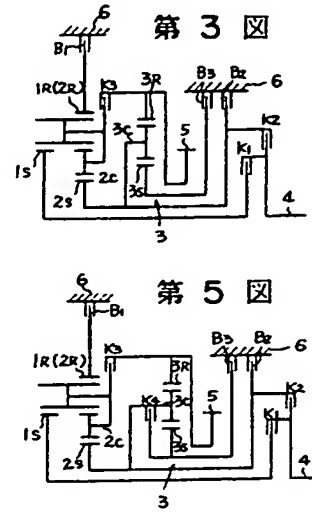
第1図



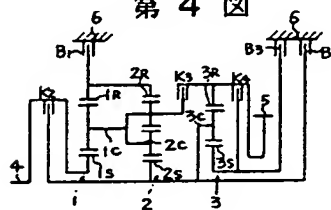
第2図



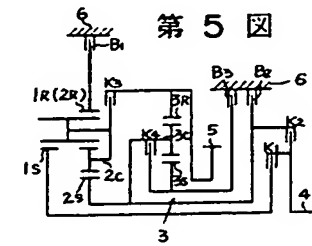
第3図



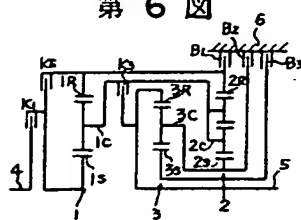
第4図



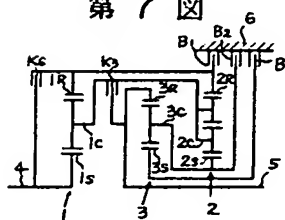
第5図



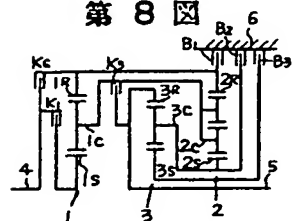
第6図



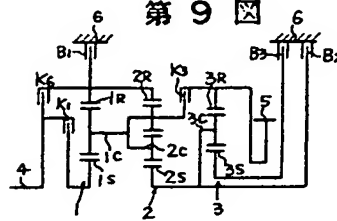
第7図



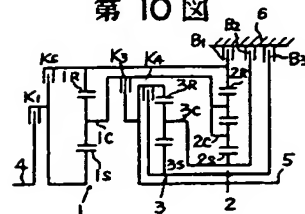
第8図



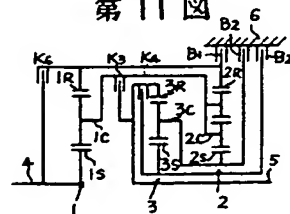
第9図



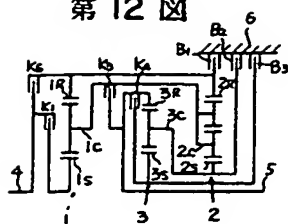
第10図



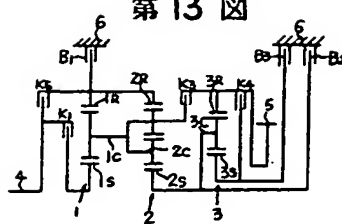
第11図



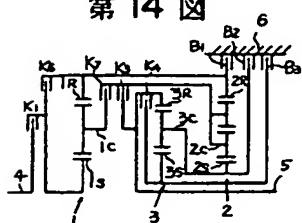
第 12 図



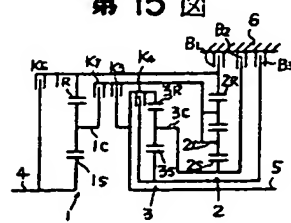
第 13 図



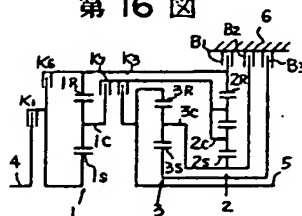
第 14 図



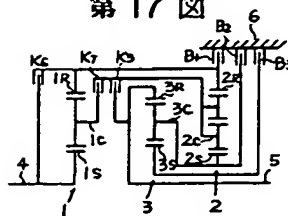
第 15 図



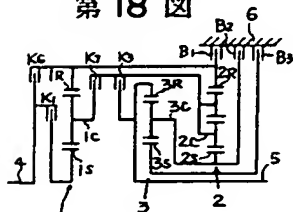
第 16 図



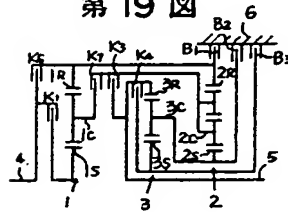
第 17 図



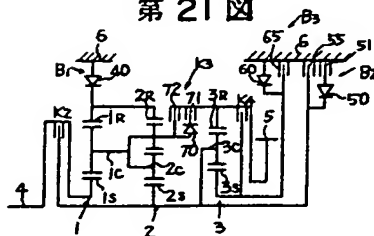
第 18 図



第 19 図



第 21 図



第 20 図

